

日本国特許庁
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出願年月日 2003年 3月31日
Date of Application:

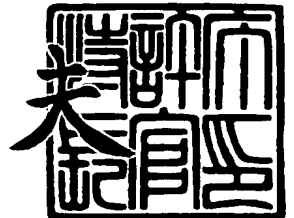
出願番号 特願2003-095186
Application Number:
[ST. 10/C]: [JP 2003-095186]

出願人 株式会社椿本チエイン
Applicant(s):

2003年12月11日

特許庁長官
Commissioner,
Japan Patent Office

今井 康



出証番号 出証特2003-3103183

【書類名】 特許願

【整理番号】 12676

【提出日】 平成15年 3月31日

【あて先】 特許庁長官 殿

【国際特許分類】 F16H 7/06
F16G 13/06

【発明の名称】 ローラチェーン伝動装置

【請求項の数】 1

【発明者】

【住所又は居所】 大阪府大阪市中心区域見2丁目1番61号 株式会社椿
本チェーン内

【氏名】 岡部 勇

【発明者】

【住所又は居所】 大阪府大阪市中心区域見2丁目1番61号 株式会社椿
本チェーン内

【氏名】 古賀 朋孝

【特許出願人】

【識別番号】 000003355

【氏名又は名称】 株式会社椿本チェーン

【代表者】 福永 喬

【代理人】

【識別番号】 100111372

【弁理士】

【氏名又は名称】 津野 孝

【電話番号】 0335081851

【選任した代理人】

【識別番号】 100119921

【弁理士】

【氏名又は名称】 三宅 正之

【電話番号】 0335081851

【選任した代理人】

【識別番号】 100112058

【弁理士】

【氏名又は名称】 河合 厚夫

【電話番号】 0335081851

【手数料の表示】

【予納台帳番号】 077068

【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【包括委任状番号】 9807572

【包括委任状番号】 0118003

【包括委任状番号】 9900183

【プルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 ローラチェーン伝動装置

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 ブシュの両端がそれぞれ一对の内プレートのブシュ孔に嵌着固定され、前記ブシュ内に回転自在に嵌挿されたピンの両端が前記一对の内プレートの両外側に配置された一对の外プレートのピン孔に嵌着固定され、かつ、前記ブシュにローラが外挿されているローラチェーンと当該ローラチェーンと噛み合う歯形を有するスプロケットとからなるローラチェーン伝動装置において、

前記ローラチェーンは、前記ローラの外径 D 、前記ピンの外径 d 及び前記内プレートの高さ H が、ピッチ P に対して、

$$0.72P \leq D \leq 0.79P$$

$$0.40P \leq d \leq 0.44P$$

$$0.96P \leq H$$

の関係を満たすとともに、

前記スプロケットは、歯形が中心線に対してチェーン進入側とチェーン離れ側とが非対称形状であり、前記歯形の歯底部円弧の半径を R_1 、チェーン進入側の歯形側面半径を R_2 、チェーン進入側の歯先部円弧の半径を R_3 としたときに、

$$0.505D \leq R_1 \leq 0.505D + 0.069\sqrt[3]{D}$$

$$P - (0.505D + 0.069\sqrt[3]{D}) \leq R_2 \leq P - 0.505\sqrt[3]{D}$$

$$0.08 \leq R_3 \leq 0.13P$$

の関係を満たすことを特徴とするローラチェーン伝動装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、自動車、産業用機械等の動力伝達機構あるいは搬送機構などに用いられるローラチェーン伝動装置に関するものである。特に、自動車エンジンのタイミングドライブ用（カム軸駆動用）に適したローラチェーン伝動装置に関するものである。

【0002】

【従来の技術】

近年、自動車エンジンの動力伝達機構等に用いられる伝動装置には、高荷重、高速化及びメンテナンスフリー化の要請から、従来多用されていた歯付ベルトを用いた伝動装置に代わり、金属製のローラチェーンを用いたローラチェーン伝動装置の採用が増加している。

【0003】

従来のローラチェーン伝動装置は、図9に示すように、円筒状のブシュ522の両端部がそれぞれ一对の内プレート524のブシュ孔526に嵌着固定され、そのブシュ522にローラ528を回転自在に外嵌した内リンク520（図9（b）参照）と、前記ブシュ522内に回転自在に嵌挿されたピン542の両端が、前記一对の内プレート524の両外側に配置された一对の外プレート544のピン孔546に嵌着固定された外リンク540（図9（c）参照）から構成されるローラチェーン500とそのチェーンに噛み合うスプロケットを構成要素としていた。

【0004】

このような従来のローラチェーン伝動装置に用いられていたローラチェーンとしては、寸法的バランスからローラの外径D及びピンの外径dがローラチェーンのピッチPに対して、いわゆるA系ローラチェーンにおいて、

$0.591 \leq D/P \leq 0.640$ かつ $0.281 \leq d/P \leq 0.377$
及びB系ローラチェーンにおいて、

$0.575 \leq D/P \leq 0.670$ かつ $0.288 \leq d/P \leq 0.389$
のものが使用されていた（JIS B 1801参照）。

【0005】

この理由は、 D/P が大きくなり過ぎると、ローラチェーンと噛み合うスプロケットの歯幅が小さくなり過ぎ、スプロケットの歯の強度が問題となり、一方、 D/P が小さくなり過ぎると、ブシュに嵌挿されるピンの外径dが小さくなり、チェーンの強度が低下することが問題となると考えられていたためである。そして、実際には、前記B系ローラチェーンのうち、例えば、JIS B 1801で「06B」（ISOの呼び番号と一致）と呼ばれるピッチ9.525mm、ローラ

外径 6.35 mm、ピン外径 3.28 mm のものが、自動車エンジンのローラチェーン伝動装置の動力伝達媒体として多用されていた。

【0006】

また、ローラチェーンと共に使用されるスプロケットとしては、チェーンとの噛み合い及び噛み外れの時に円滑な運動をし、効率よく回転トルクを軸に伝達するような形状として、JIS や ISO によって、S 歯形、U 歯形ないし ISO 歯形と呼ばれる基準歯形が規格化されており、もっぱら、そのような基準歯形のスプロケットが使用されていた。

【0007】

【発明が解決しようとする課題】

ところが、上述したような従来のローラチェーン伝動装置は、高負荷（例えば、4 kN）が発生する自動車のタイミングドライブ用に使用した際には、期待した耐久性を発揮しないものが、ごくわずかであるが存在することが報告された。また、自動車の小型化・軽量化及びユーザーニーズの高度化により、ローラチェーン伝動装置にも一層の静粛性が要求されるようになってきた。

【0008】

それ故に、エンジンのさらなる信頼性及び静粛性改善のため、ローラチェーン伝動装置においても一層の耐久性向上及び低騒音化が求められていた。そこで本発明者らが鋭意研究を重ねたところ、他の用途では許容範囲にあるローラチェーンの「伸び＝耐摩耗性」が、タイミングの正確さを追求するカム軸駆動用チェーン、すなわちタイミングチェーンとして用いた場合には、耐久性を決定する重要な課題となっていること及びエンジンの高速化によりチェーンのリンクを連結しているピンに予想以上の負荷が加わっていることが判明した。そのため、従来の寸法的バランスから設定されていたローラチェーンのピッチ P とローラの外径 D 及びピンの外径 d の寸法比（ D/P 、 d/P ）が、必ずしも最適値ではないことが解明された。

【0009】

また、従来のスプロケットの規格化された基準歯形も、スプロケットの耐摩耗性や静粛性の点で必ずしも最適値ではないことが解明された。

【0010】

そこで、本発明の目的は、伝動装置を構成するローラチェーン及びスプロケットの形状寸法の最適化を図ることにより、前述したような従来のローラチェーン伝動装置が抱えていた問題点を解消し、耐摩耗性及び強度並びに静粛性を向上させ、特に、高速で回転する自動車エンジン用タイミングドライブ用として用いた場合にも、十分な耐久性と静粛性を発揮するローラチェーン伝動装置を提供することにある。

【0011】

【課題を解決するための手段】

上記の目的を達成するため、本発明は、ブシュの両端がそれぞれ一对の内プレートのブシュ孔に嵌着固定され、前記ブシュ内に回転自在に嵌挿されたピンの両端が前記一对の内プレートの両外側に配置された一对の外プレートのピン孔に嵌着固定され、かつ、前記ブシュにローラが外挿されているローラチェーンと当該ローラチェーンと噛み合う歯形を有するスプロケットとからなるローラチェーン伝動装置において、前記ローラチェーンは、前記ローラの外径 D 、前記ピンの外径 d 及び前記内プレートの高さ H が、前記ローラチェーンのピッチ P に対して、

$$0.72P \leq D \leq 0.79P、$$

$$0.40P \leq d \leq 0.44P、$$

$$0.96P \leq H$$

の関係を満たすとともに、前記スプロケットは、歯形が中心線に対してチェーン進入側とチェーン離れ側とが非対称形状であり、前記歯形の歯底部円弧の半径を $R1$ 、チェーン進入側の歯形側面半径を $R2$ 、チェーン進入側の歯先部円弧の半径を $R3$ としたときに、

$$0.505D \leq R1 \leq 0.505D + 0.069\sqrt[3]{D}、$$

$$P - (0.505D + 0.069\sqrt[3]{D}) \leq R2 \leq P - 0.505\sqrt[3]{D}$$

$$0.08 \leq R3 \leq 0.13P$$

の関係を満たすような構成とする。本発明における「歯底部円弧の半径 $R1$ 」及び「歯形側面の半径 $R2$ 」は、日本チェーン工業会が公表している「チェーンに関する用語及び記号」（平成7年7月改訂）による定義に従っている。

【0012】

ここで、 $0.72P \leq D \leq 0.79P$ 及び $0.40P \leq d \leq 0.44P$ 、すなわち $0.72 \leq D/P \leq 0.79$ 及び $0.40 \leq d/P \leq 0.44$ とするとともに、 $0.96P \leq H$ とするのは、次のような理由による。

【0013】

d/P を 0.40 以上とすることにより、ピンが太くなり、ピンの強度が高まり、高負荷又は高速回転時におけるピン折れが解消される。一方、 d/P を 0.44 以上とすることは、ブシュ及びローラの肉厚を極端に薄くすることを強いられ、かえって、チェーンの強度を低下させるため好ましくない。

【0014】

また、ブシュ及びローラの耐衝撃性を低下させないためには、ブシュ及びローラの肉厚は、従来の肉厚を維持する必要がある。そのため、 D/P の値は、 d/P の値を、 $0.40 \leq d/P \leq 0.44$ とするのに対応して、 $0.72 \leq D/P \leq 0.79$ とした。

【0015】

さらに、 $0.40 \leq d/P \leq 0.44$ としたことにより、従来よりブシュ径も大きくなる。そのため、内リンクの最小断面積（すなわちブシュ孔の中心を通る垂直断面積）が減少し、内リンクの強度が低下する。そこで、従来、ピッチ P の 86% 程度であった内リンクの高さ H を 96% 以上まで大きくすることにより、最小断面積の減少を抑えた。

【0016】

一方、前記ローラチェーンと共に使用するスプロケットとして、歯底部円弧の半径 R_1 が、

$$0.505D \leq R_1 \leq 0.505D + 0.069\sqrt[3]{D}$$

の関係を満たす寸法のものを用いる理由としては、このような寸法のスプロケットを用いることにより、前記ローラチェーンとの噛み合い及び噛み外れの際の円滑な運動が確保されるためである。歯底部円弧の半径 R_1 がこの範囲を逸脱すると、チェーンからスプロケットへの回転トルクの伝達効率が低下するため好ましくない。

【0017】

また、スプロケットの歯形を中心線に対して非対称形状とし、チェーン進入側の歯形側面半径を R_2 、チェーン進入側の歯先部円弧半径を R_3 としたときに、

$$P - (0.505D + 0.069\sqrt[3]{D}) \leq R_2 \leq P - 0.505\sqrt[3]{D}$$

$$0.08 \leq R_3 \leq 0.13P$$

の関係を満たす歯形のものを使用する理由としては、スプロケットが前記ローラチェーンに噛み合うときに、チェーン進入側の歯形側面すなわち圧力面の円弧曲面に沿ってローラが進入するため、ローラとスプロケット歯面との衝突が緩和されて噛み合い騒音が低減できるためである。

【0018】

【作用】

本発明のローラチェーン伝動装置を構成するローラチェーンは、ローラの外径 D 及びピンの外径 d がピッチ P に対して、 $0.72P \leq D \leq 0.79P$ 及び $0.40P \leq d \leq 0.44P$ の関係を満たすとともに、内プレートの高さ H が、 $0.96P \leq H$ の関係を満たすことにより、ピンが太くなり、ピン破断強さが飛躍的に向上し、長期に亘り、円滑に屈曲摺動する。

【0019】

また、ピンが太くなることにより、ピンとブシュの接触面積が増大するためピンとブシュに加わる接触応力が減少し、その結果としてピン及びブシュの摩耗、すなわちチェーンの伸びが抑制され、長期に亘り、スプロケットとの正確な噛み合いが実現する。さらに、内リンクの最小断面積が増大するため、内リンクのブシュ圧入部近傍への応力集中が回避される。

【0020】

さらに、本発明のローラチェーン伝動装置を構成するスプロケットとして、歯底部円弧の半径 R_1 が、

$$0.505D \leq R_1 \leq 0.505D + 0.069\sqrt[3]{D}$$

の関係を満たすものを用いたことにより、チェーンのローラ外径が従来のものよりも大きくなった分、スプロケットの歯底部円弧の半径 R_1 も大きくなり、その結果、ローラとスプロケットの接触面圧が従来のものと比較して小さくなり、高

負荷においてもスプロケットの歯摩耗が抑制される。

【0021】

しかも、スプロケットの歯形を中心線に対して非対称形状とし、チェーン進入側の歯形側面半径を R_2 、チェーン進入側の歯先部円弧半径を R_3 としたときに

$$P - (0.505D + 0.069\sqrt[3]{D}) \leq R_2 \leq P - 0.505\sqrt[3]{D}$$

$$0.08 \leq R_3 \leq 0.13P$$

の関係を満たすものを用いたことにより、スプロケットとローラチェーンの噛み合い時に、ローラがチェーン進入側の歯形側面の円弧曲面に沿って進入するため、ローラとスプロケット歯面との衝突が緩和され、噛み合い騒音が低減する。

【0022】

【発明の実施の形態】

本発明の実施の形態を実施例に基づき、図1乃至図8を参照して説明する。

【0023】

図1は、本発明のローラチェーン伝動装置の全体構成図である。100は、ローラチェーンであり、S1は駆動側スプロケット、S2は従動側スプロケットである。Gaは、テンショナTと協働して、ローラチェーン100に摺接して適切な張力を付与する可動ガイドであり、Gbは、ローラチェーン100の走行軌跡をガイド規制する固定ガイドである。

【0024】

図2は、本発明のローラチェーン伝動装置に用いられるローラチェーン100の一例を示しており、(a)が平面図であり、(b)が側面図である。なお、(a)は、ローラチェーンの内部構造がわかるように、その一部を断面図として描いている。

【0025】

このローラチェーン100は、円筒状のブシュ122の両端部がそれぞれ一対の内プレート124のブシュ孔126に嵌着固定され、そのブシュ122にローラ128を回転自在に外嵌した内リンク120と、前記ブシュ122内に回転自在に嵌挿されたピン142の両端が、前記一対の内プレート124の両外側に配置された一対の外プレート144のピン孔146に嵌着固定された外リンク14

0 から構成されている。

【0026】

ローラの外径 D 及びピンの外径 d は、ローラチェーンのピッチ P に対して、 $0.72P \leq D \leq 0.79P$ 及び $0.40P \leq d \leq 0.44P$ の関係を満たすとともに、内プレートの高さ H は、ピッチ P に対して、 $0.96P \leq H$ の関係を満たすように各部位の寸法を設定した。

【0027】

本実施例では、ローラの外径 D が 7.06 mm 、ピンの外径 d が 3.95 mm 、ピッチ P が 9.525 mm 及び内プレートの高さ H が 9.3 mm であるローラチェーンを用いて伝動装置を構成した。すなわち、 $D/P = 0.741$ 、 $d/P = 0.415$ 、 $H/P = 0.976$ であり、いずれも上記の関係式を満たしている。

【0028】

図3は、本発明のローラチェーン伝動装置に用いられるsprocket 200を説明する側面図であり、歯数18枚のsprocketの2歯分について示している。sprocketの歯底部円弧の半径 $R1$ は、

$$0.505D \leq R1 \leq 0.505D + 0.069\sqrt[3]{D}$$

の関係を満たし、また、sprocketの歯形は、歯の中心線に対して非対称形状とし、チェーン進入側、すなわち、図3で右側に相当する歯形側面半径を $R2$ 、チェーン進入側の歯先部円弧半径を $R3$ としたときに

$$P - (0.505D + 0.069\sqrt[3]{D}) \leq R2 \leq P - 0.505\sqrt[3]{D}$$

$$0.08 \leq R3 \leq 0.13P$$

の関係を満たす。

【0029】

本実施例では、歯数が18枚であり、歯底部円弧の半径 $R1$ が 3.63 mm 、チェーン進入側の歯形側面半径 $R2$ が 5.91 mm 、歯先部円弧半径 $R3$ が 1.0 mm のものと、歯数が36枚であり、歯底部円弧の半径 $R1$ が 3.63 mm 、チェーン進入側の歯形側面半径 $R2$ が 5.90 mm 、歯先部円弧半径 $R3$ が 1.0 mm のものを用いた。いずれも上記の関係式を満たしている。

【0030】

チェーン離れ側の歯形は、特に限定されるものではないが、チェーンがスプロケットから離れる際に、スプロケット歯底部円弧面が、スプロケットの歯面に、まだ噛み合った状態にある後続のローラ外周面の円弧状移動軌跡に干渉しない輪郭で形成することが望ましい。本実施例では、チェーン離れ側、すなわち、図3で左側に相当する歯形は、ISO規格で規定されているISO歯形（ISO606）によって形成されている。

【0031】

次に本実施例によるローラチェーン伝動装置の特性について、図4乃至図8に示した測定結果に基づき詳述する。なお、各測定において、従来例として用いたローラチェーン伝動装置は、JISB1801で「06B」（ISOの呼び番号と一致）と呼ばれるピッチ9.525mm、ローラ外径6.35mm、ピン外径3.28mm、内プレートの高さが8.26mmのローラチェーンとISO歯形のスプロケットを用いた伝動装置を使用した。

【0032】

図4は、ローラチェーン伝動装置に使用したローラチェーンの伸び率（％）について、測定した結果を示す。試験方法としては、歯数が18枚と36枚の2つのスプロケットにリンク数が96のローラチェーンを循環掛張し、張力を2.0kNに維持しつつ毎分6500回転で回転させ、チェーンの伸び指数（％）を計測した。図4で、実線が本実施例に用いたローラチェーンによる測定結果を示しており、破線は、従来のローラチェーンの測定結果を示している。

【0033】

図4からわかるように、本実施例に用いたローラチェーンは、200時間経過後の伸び率が従来品に比べ約30％低減した。さらに、ピンとブシュの接触応力について測定したところ、本実施例のローラチェーンは、従来品に比べてスプロケットとの接触面圧が10％近く低減されており、この接触面圧の低減により、上記のように伸び率が抑えられたものと推察される。

【0034】

図5は、上記のローラチェーンの伸び試験に使用したスプロケットの歯摩耗量

について、測定した結果を示す。この図から明らかなように、本実施例に用いたスプロケットは、従来品に用いられているスプロケットと比較して、摩耗量が約 30% 低減している。これは、本実施例に用いたスプロケットは、ローラチェーンのローラ外径が従来のもより大きくなった分、スプロケットの歯底部円弧の半径も大きくなり、その結果、ローラとスプロケットの接触面圧が従来品に比較して小さくなったためと推察される。

【0035】

図 6 は、本発明に用いたローラチェーンのピン破断強さ (kN) について、測定した結果を示す。試験方法としては、5 リンク以上のローラチェーンを引張試験機に取り付けて、ピンがどれぐらいの引張荷重に耐えられるかを測定した。図 6 からわかるように、本実施例に用いたローラチェーンは、従来品に比べてピンの破断強さが 1.5 倍近く向上している。

【0036】

図 7 は、本発明に用いたローラチェーンの回転疲れ限度 (kN) について、測定した結果を示す。回転疲れ限度とは、所定回数の繰返し荷重により疲れ破壊を起こさない荷重限界のことであり、試験方法としては、JIS B 1801 (1997 年改訂) で規定された方法を用いて測定した。

【0037】

図 7 からわかるように、本実施例のローラチェーンは、従来品に比べて疲れ限界が 1.5 倍近く向上している。これは、内プレートの高さ H をピッチ P の 96% 以上としたことにより、内プレートの最小断面積が増大し、この箇所への応力の集中が回避されたことによるものと推察される。

【0038】

図 8 は、本発明のローラチェーン伝動装置の騒音特性について、測定した結果を示す。この図から明らかなように、本発明のローラチェーン伝動装置は、回転数 1000～5000 回転/分の全回転数に亘り、3～8 dB 低下している。これは、スプロケットの歯形を中心線に対して非対称形状とし、チェーン進入側の歯形側面半径を R2、チェーン進入側の歯先部円弧半径を R3 としたときに

$$P - (0.505D + 0.069\sqrt[3]{D}) \leq R2 \leq P - 0.505\sqrt[3]{D}$$

$$0.08 \leq R3 \leq 0.13P$$

の関係を満たす形状としたことにより、ローラとスプロケット歯面との衝突が緩和されて、噛み合い騒音が低減したことによる。

【0039】

上記の例では、ローラの外径Dが7.06mm、ピンの外径dが3.95mm、ピッチPが9.525mm及び内プレートの高さHが9.3mmであるローラチェーンを用いたが、 $0.72P \leq D \leq 0.79P$ 、 $0.40P \leq d \leq 0.44P$ 及び $0.96P \leq H$ の関係を満たしさえすれば、上述の試験結果と同様、伸び率、破断強さ、回転疲れ限界の点で、従来のローラチェーンに対して有意な特性の向上が確認された。

【0040】

なお、本実施例に使用されるスプロケットは、チェーンのローラ径が大きくなる分、スプロケットの歯幅が小さくなるが、本発明において規定した関係式を満たすスプロケットであれば、強度の点でも問題なく、上述の試験結果と同様、歯摩耗量、騒音特性の点で、従来のスプロケットに対して有意な特性の向上が確認された。さらに、スプロケットの材質及び熱処理を工夫して、スプロケットの強度を向上させることにより、スプロケットの耐久性が高められ、ローラチェーン伝動装置全体の信頼性を一層向上させることができる。

【0041】

【発明の効果】

以上説明したように、本発明のローラチェーン伝動装置は、ローラチェーンとして、ローラの外径D、ピンの外径d、内プレートの高さHが、ピッチPに対して、 $0.72P \leq D \leq 0.79P$ 、 $0.40P \leq d \leq 0.44P$ 、 $0.96P \leq H$ の関係を満たすものを用い、スプロケットとして、歯形が中心線に対してチェーン進入側とチェーン離れ側とが非対称形状であり、歯形の歯底部円弧の半径をR1、チェーン進入側の歯形側面半径をR2、チェーン進入側の歯先部円弧の半径をR3としたときに

$$0.505D \leq R1 \leq 0.505D + 0.069\sqrt{D}$$

$$P - (0.505D + 0.069\sqrt{D}) \leq R2 \leq P - 0.505\sqrt{D}$$

$$0.08 \leq R3 \leq 0.13P$$

の関係を満たすものを用いたことによって、ローラチェーンのピンが太くなり、ピン破断強さが飛躍的に向上し、高負荷で回転する自動車エンジンのタイミングドライブ用として使用した場合であっても、経年劣化によりチェーンのピンが折れることがない。

【0042】

また、ピンが太くなることにより、ピンとブシュの接触面積が増大するためピンとブシュに加わる接触応力が減少し、その結果としてピン及びブシュの摩耗が抑制され、チェーン伸び率が低減され、製品寿命が延びる。さらにローラとスプロケットの接触面圧が従来のもものと比較して小さくなり、高負荷時においてもスプロケットの歯摩耗が抑制され、耐久性、信頼性が向上する。特に、タイミングドライブ用として使用した場合には、長期に亘って、タイミングの正確さが確保され、しかも、ローラの使用により静粛性も向上し、自動車の省エネ化、低騒音化に寄与する。

【0043】

さらに、内プレートの最小断面積が増大するので、内プレートのブシュ圧入部近傍への応力の集中が回避され、内プレートへのクラック（亀裂）発生等が抑制される。しかも、スプロケットとローラチェーンの噛み合い時に、ローラがチェーン進入側の歯形側面の円弧曲面に沿って進入するため、ローラとスプロケット歯面との衝突が緩和され、チェーンがスプロケットの1歯1歯と噛み合う時の音、すなわち一次噛み合い音に起因する「Whine Noise」が低減し、ローラチェーン伝動装置の静粛性が一層向上する。

【0044】

本発明は、自動車エンジンのタイミングドライブ用等、高速で回転するローラチェーン伝動装置の寿命を決定する原因や騒音の原因を究明し、チェーンの伸びや破断のメカニズムやチェーンとスプロケットの噛み合いによる騒音発生メカニズムを踏まえて、伝動装置を構成するローラチェーン及びスプロケットの寸法比及びスプロケットの歯形状の最適化を図ったことにより、きわめて再現性良くローラチェーン伝動装置の耐久性及び静粛性を向上させることができる点で産業

上の技術的意義はきわめて大きい。

【0045】

なお、本発明の用途としては、自動車エンジンのタイミングドライブ用に限られることはなく、回転方向が特定されている産業用機械等の動力伝達機構や搬送機構にも適用可能であることは、言うまでもない。

【図面の簡単な説明】

【図1】 本発明のローラチェーン伝動装置の全体を示す平面図。

【図2】 本発明に使用されるローラチェーンの一部を示す平面図。

【図3】 本発明に使用されるスプロケット一部を示す平面図。

【図4】 本発明に使用されるローラチェーンの伸び率試験の結果を示す図。

。

【図5】 本発明に使用されるスプロケットの歯摩耗試験の結果を示す図。

【図6】 本発明に使用されるローラチェーンの破断強さ試験の結果を示す図。

【図7】 本発明に使用されるローラチェーンの回転疲れ限度試験の結果を示す図。

【図8】 本発明のローラチェーン伝動装置の騒音試験の結果を示す図。

【図9】 従来品に使用されるローラチェーンの一部を示す斜視図で、(a)はチェーン全体、(b)は内リンク、(c)は外リンクを示す。

【符号の説明】

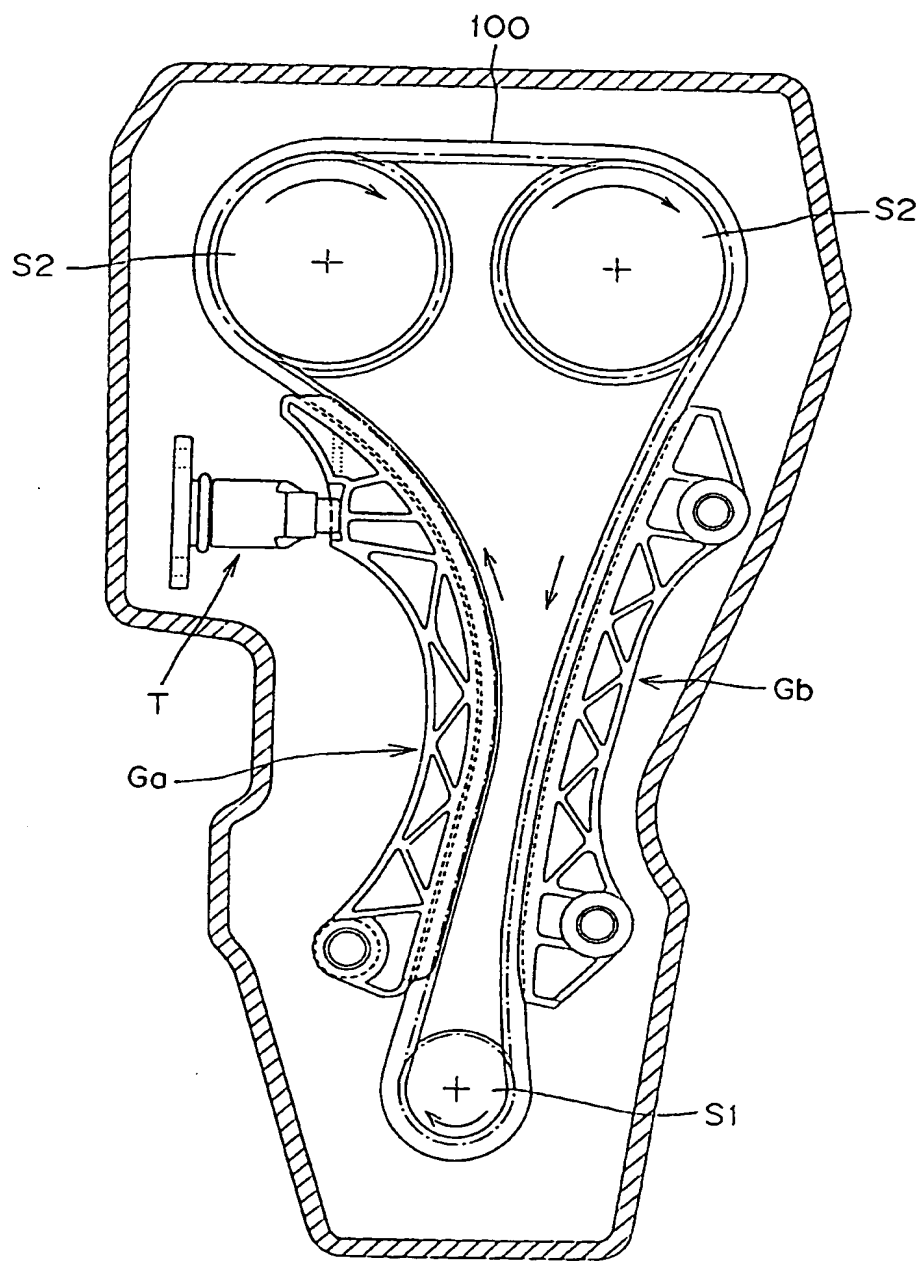
100、500	ローラチェーン
120、520	内リンク
122、522	ブシュ
124、524	内プレート
126、526	ブシュ孔
128、528	ローラ
140、540	外リンク
142、542	ピン
144、544	外プレート

1 4 6、5 4 6	ピン孔
S 1	駆動側スプロケット
S 2	従動側スプロケット
G a	可動ガイド
G b	固定ガイド
T	テンショナ

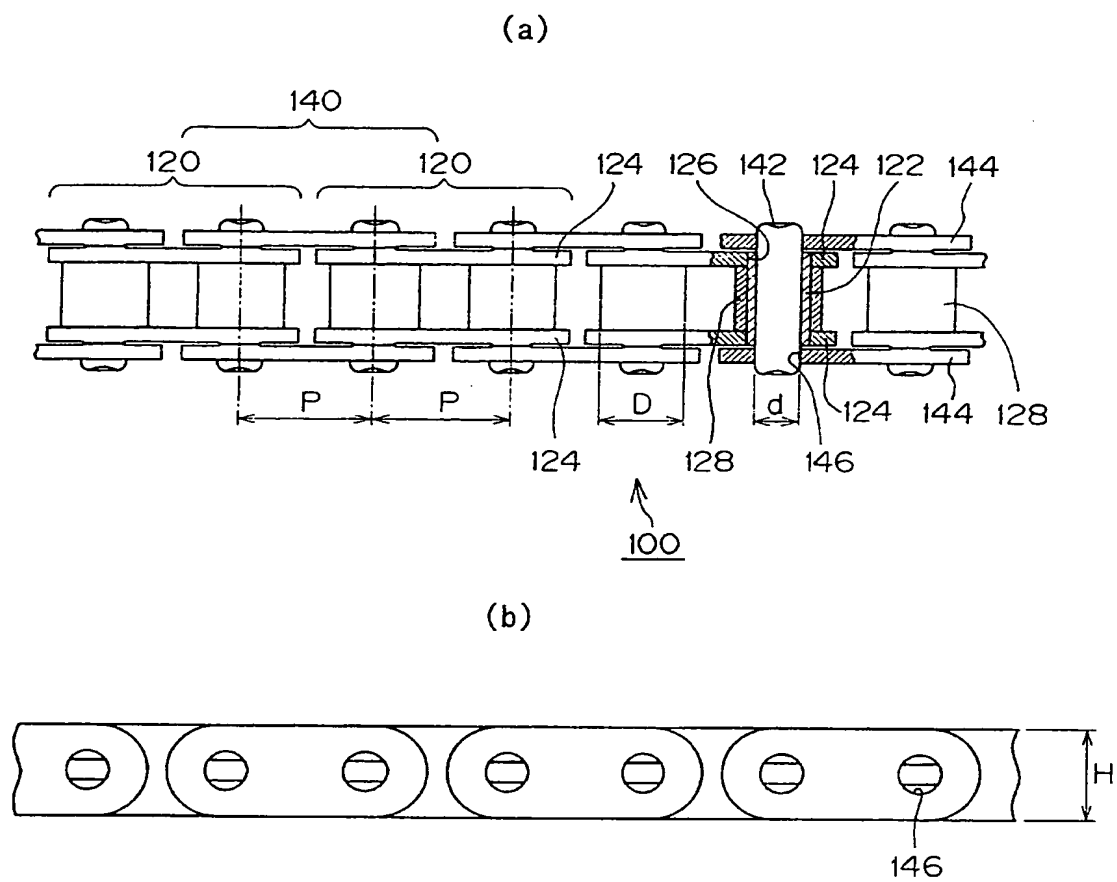
【書類名】

図面

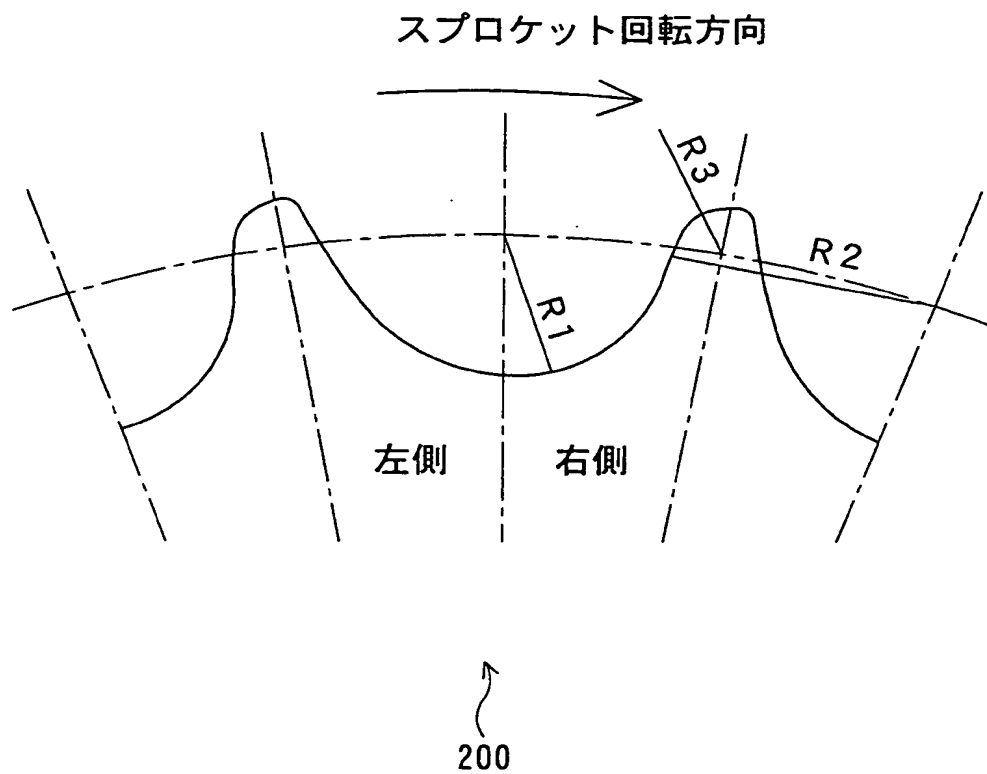
【図 1】



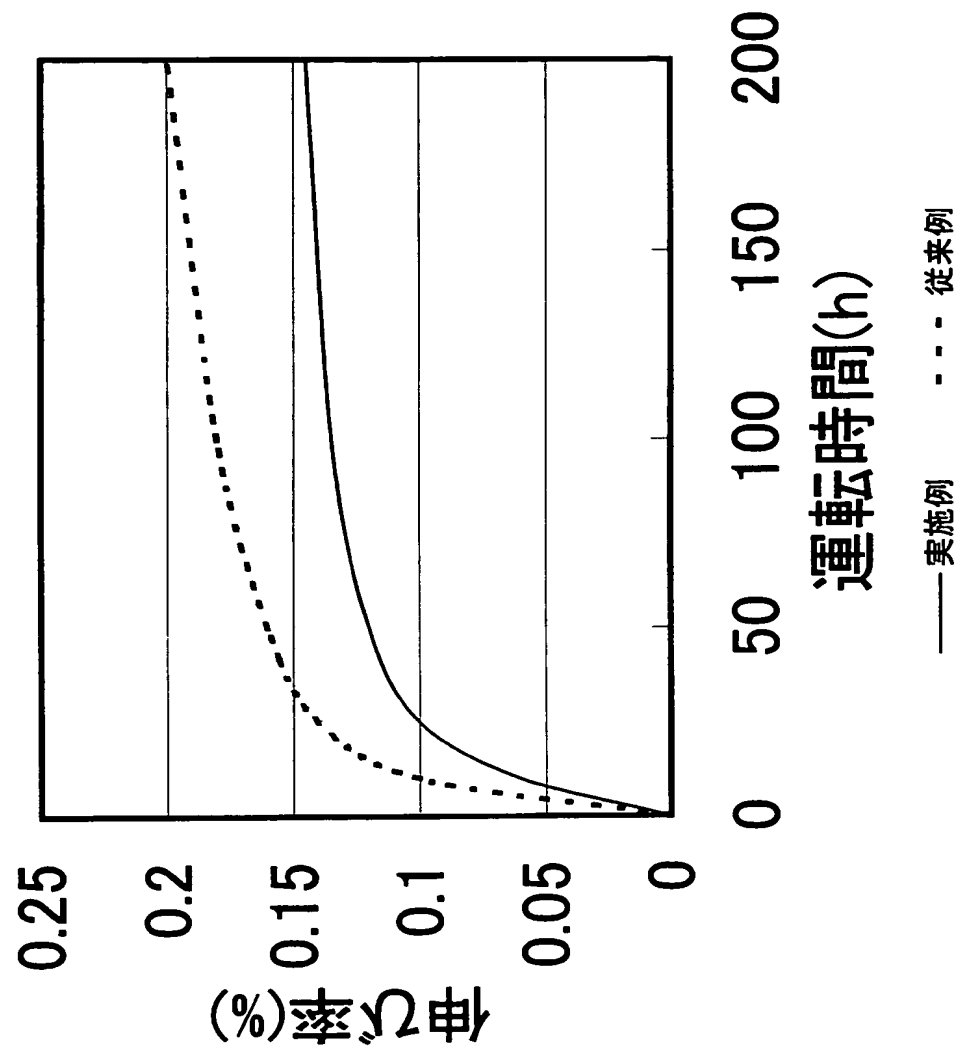
【図 2】



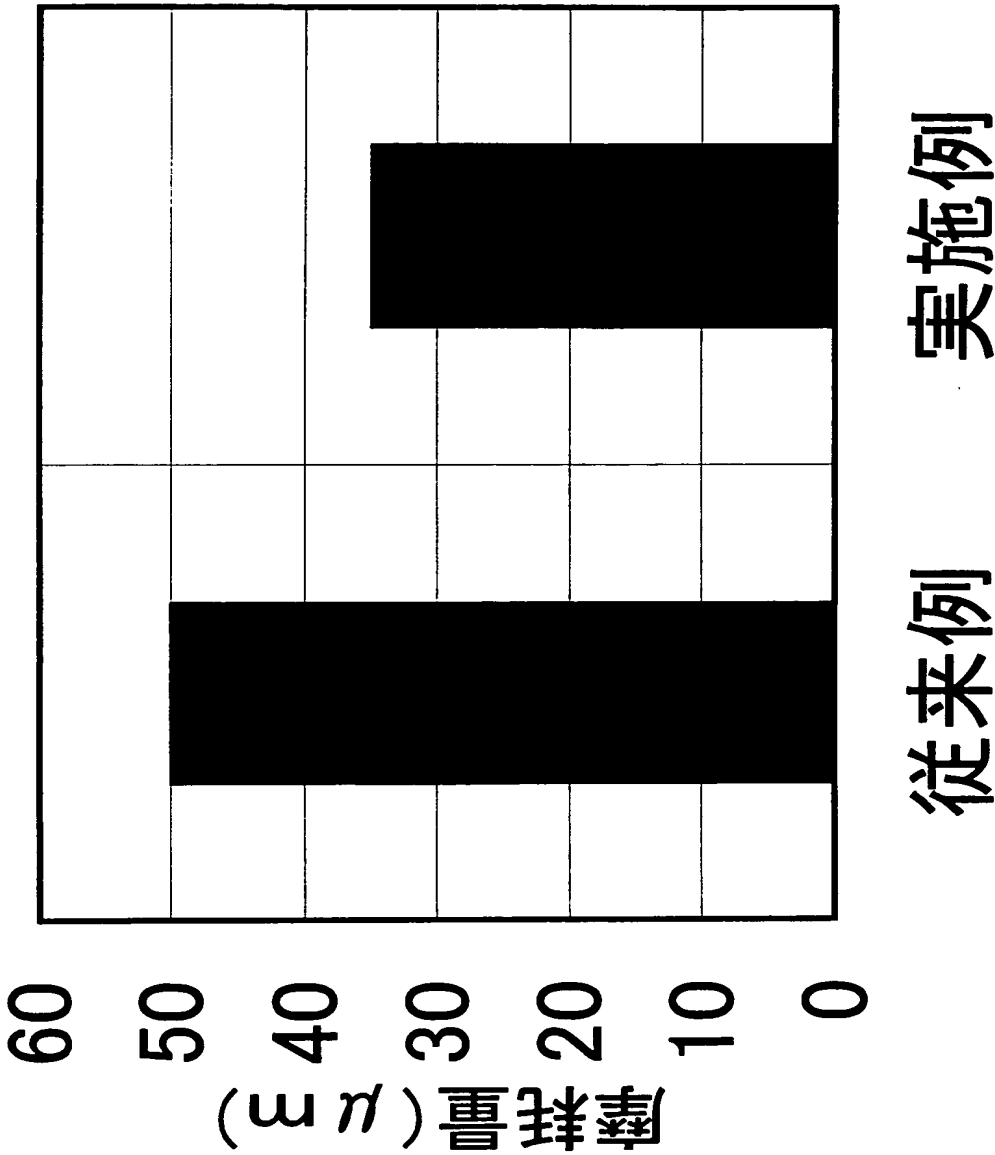
【図 3】



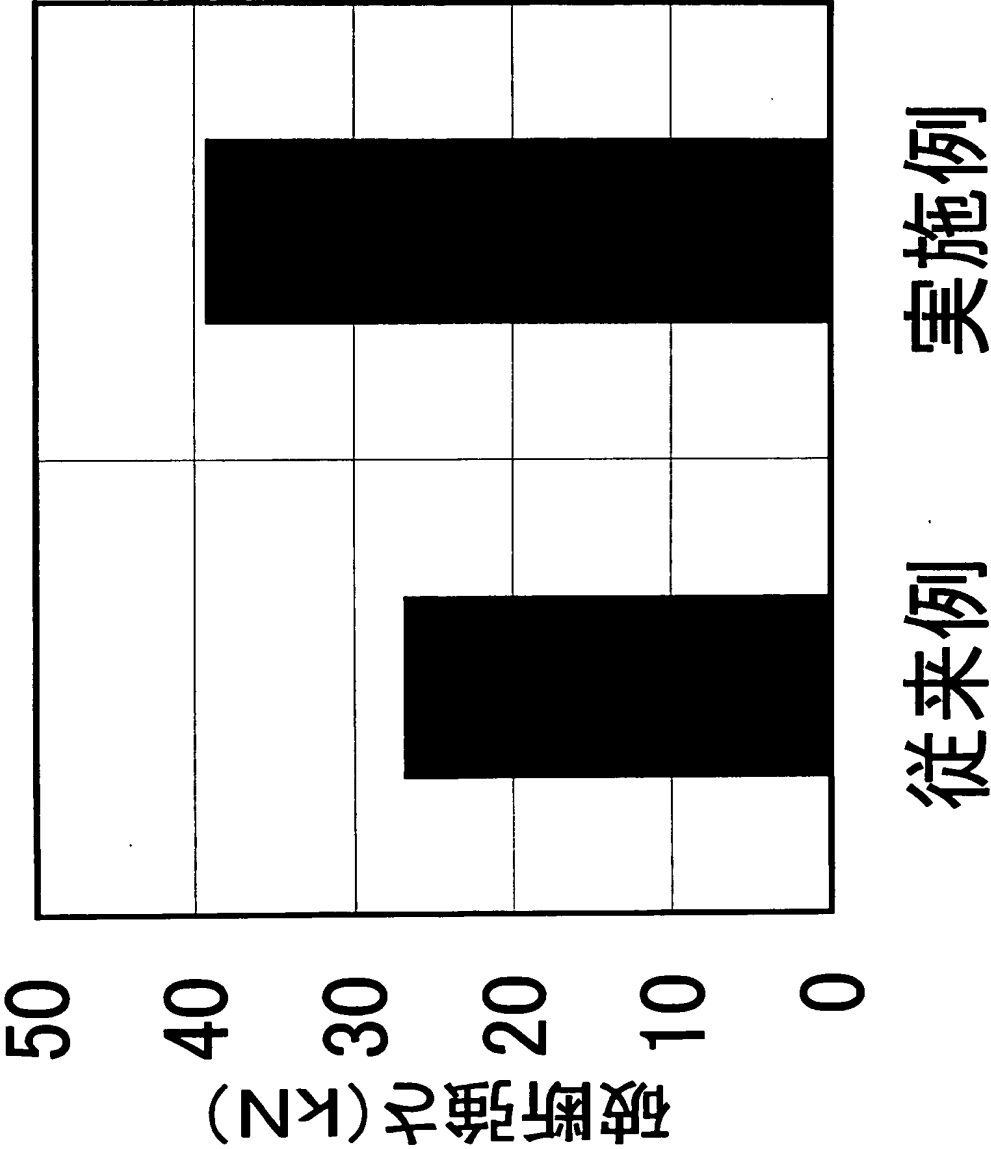
【図 4】



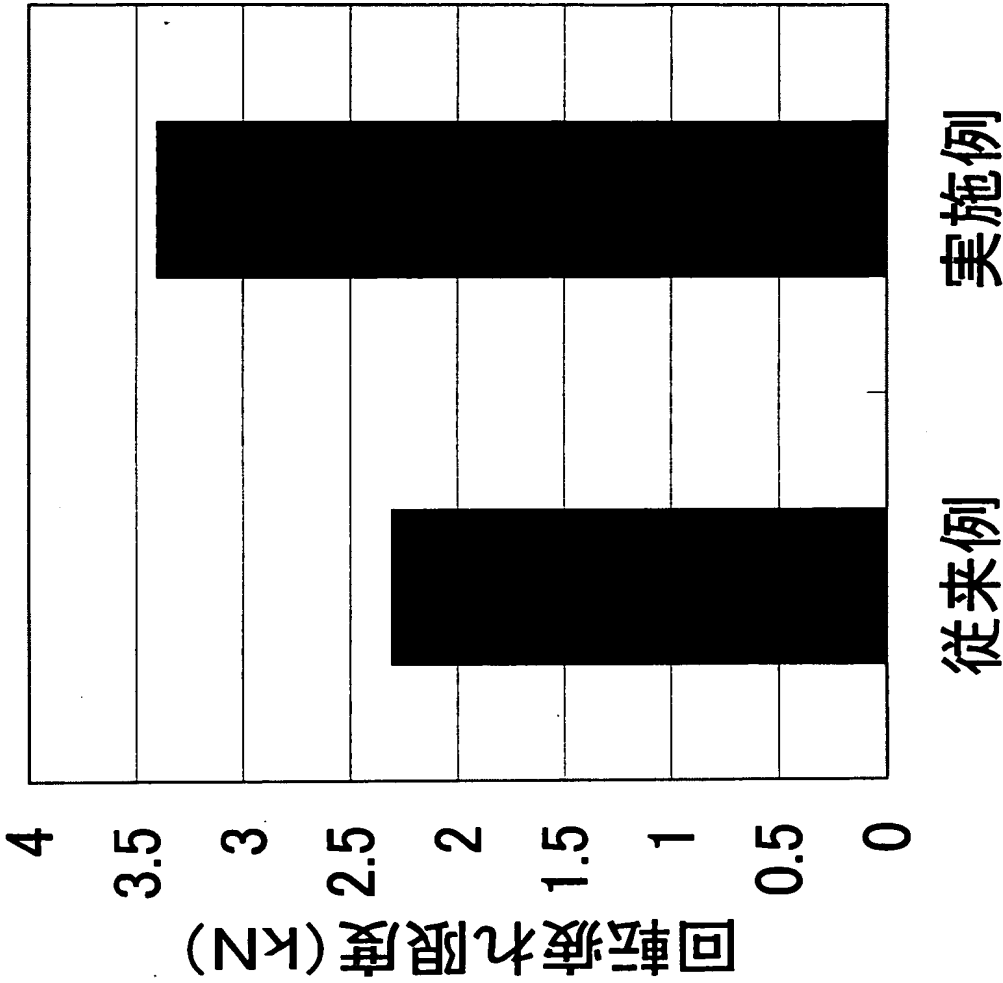
【図 5】



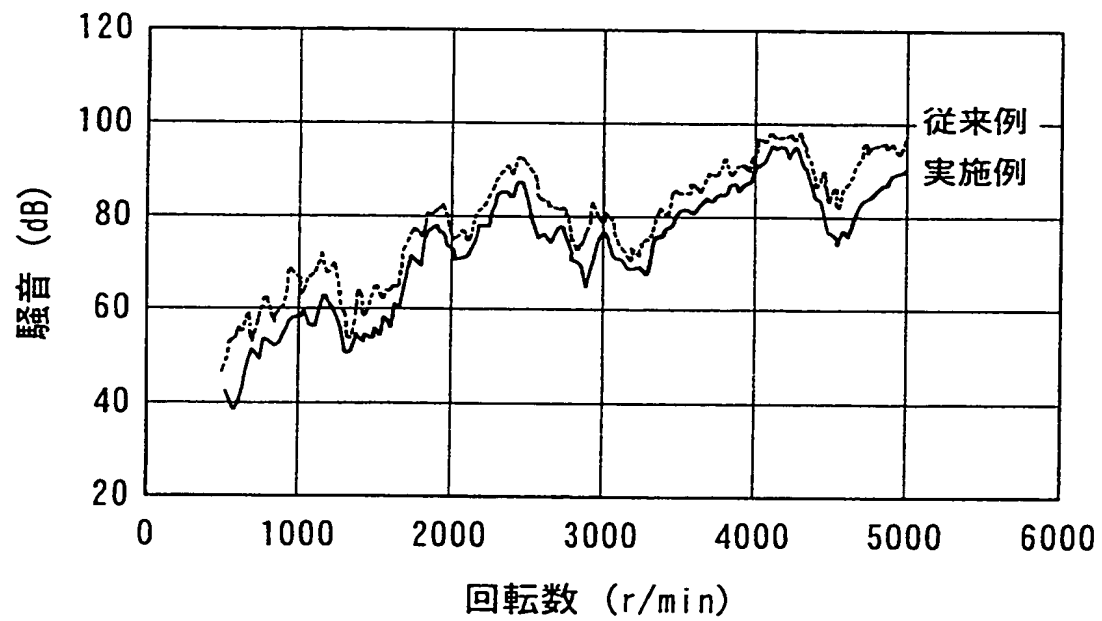
【図 6】



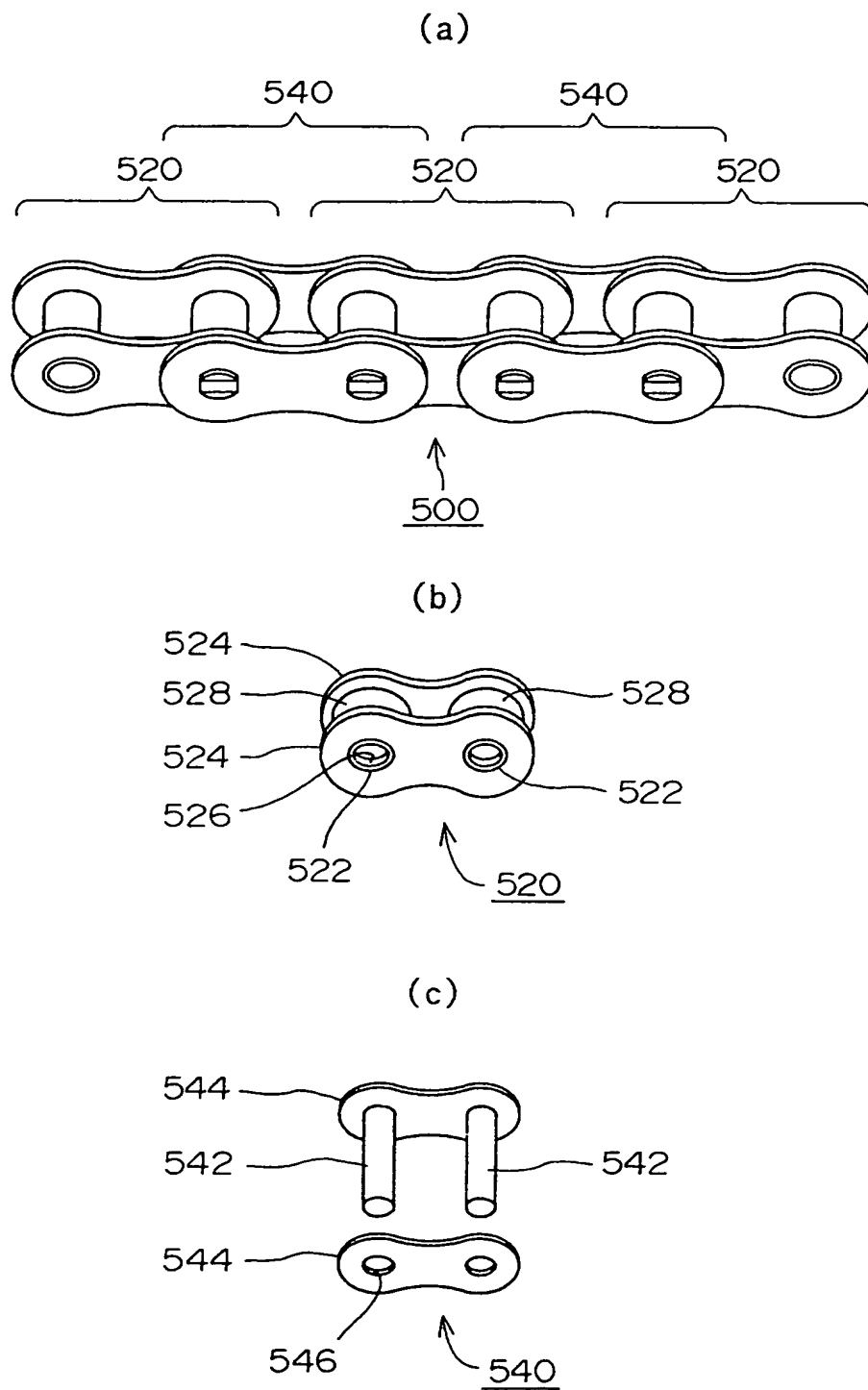
【図 7】



【図 8】



【図 9】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 ローラチェーン及びスプロケットの形状寸法の最適化を図ることにより、高速で回転する自動車エンジン用タイミングドライブ用として用いた場合にも、十分な耐久性と静粛性を発揮するローラチェーン伝動装置を提供すること。

【解決手段】 ローラチェーンはローラの外径 D 、ピンの外径 d 及び内プレートの高さ H がピッチ P に対して、 $0.72P \leq D \leq 0.79P$ 、 $0.40P \leq d \leq 0.44P$ 、 $0.96P \leq H$ の関係を満たし、スプロケットは、歯形が中心線に対してチェーン進入側とチェーン離れ側とが非対称形状であり、歯底部円弧半径 R_1 、チェーン進入側の歯形側面半径 R_2 、チェーン進入側の歯先部円弧半径 R_3 が、 $0.505D \leq R_1 \leq 0.505D + 0.069\sqrt[3]{D}$ 、 $P - (0.505D + 0.069\sqrt[3]{D}) \leq R_2 \leq P - 0.505\sqrt[3]{D}$ 、 $0.08 \leq R_3 \leq 0.13P$ の関係を満たすような構成とする。

【選択図】 図1

特願 2 0 0 3 - 0 9 5 1 8 6

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号 [0 0 0 0 0 3 3 5 5]

1. 変更年月日 2 0 0 1 年 1 0 月 1 日
[変更理由] 住所変更
住 所 大阪府大阪市中央区城見 2 丁目 1 番 6 1 号
氏 名 株式会社椿本チエイン
2. 変更年月日 2 0 0 3 年 7 月 1 日
[変更理由] 住所変更
住 所 大阪府大阪市北区小松原町 2 番 4 号
氏 名 株式会社椿本チエイン